〔19〕中华人民共和国专利局　　〔11〕公开号　CN 1047363A

〔12〕发明专利申请公开说明书

〔21〕申请号　90103569.6　　〔51〕Int.Cl⁵
F01K 7/38

〔43〕公开日　1990年11月28日

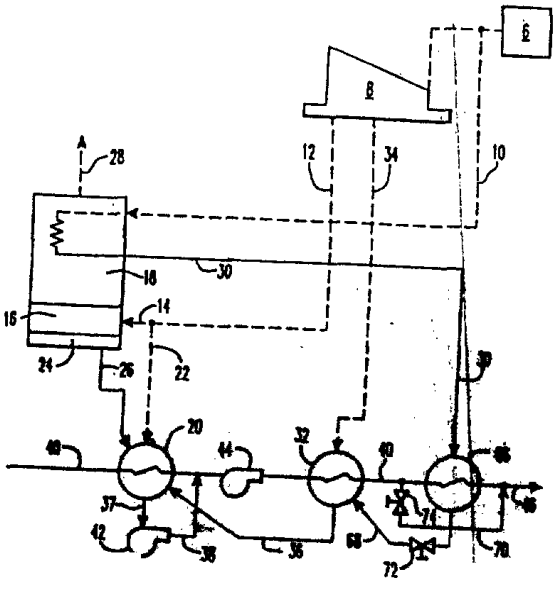
〔22〕申请日　90.5.16
〔30〕优先权
〔32〕89.5.17　〔33〕US　〔31〕353,364
〔71〕申请人　西屋电气公司
地址　美国宾夕法尼亚州
〔72〕发明人　保罗·威廉姆·维斯科维奇
乔治·约瑟夫·希尔维斯里
〔74〕专利代理机构　中国国际贸易促进委员会专利代理部
代理人　薛明祖
F01K 9/04

说明书页数：9　　附图页数：3

〔54〕发明名称　改进型再热器管道与疏水冷却器系统

〔57〕摘要

为了改进汽-汽再热系统，本发明提出一种将疏水冷却器原理用于热循环系统的技术方法与装置。即把再热系统的冷凝汽直接输入疏水冷却器(66)。其效能通过安装带控制阀门(74)的冷凝水旁路导管(70)得到增强。它的作用是用来调节疏水冷却器(66)的冷却能力以根据不断变化的负荷情况优选加热蒸汽的用量，从而改善热耗，取消了庞大复杂的集水器，从而消除了MSR疏水管束的不可靠因素来源与内部扩容。



(BJ)第1456号

权　利　要　求　书

1，一种改进蒸汽轮机热循环系统热耗的方法，本方法使用了汽—汽再热系统，本系统有高压汽水分离再热器（18）（MSR），再热器（18）有供输出流体的再热器疏水管（30）。一些给水加热器（20、32、66）串联联接，在温度逐级增高的情况下加热补给水，每个给水加热器（20、32）对补给水都有一个入口与一个出口，热交换器（54、66）与从最高压给水加热器出来的补给水进行热交换，本系统使用了加热蒸汽防止湿度增加，其特征是（MSR）再热器疏水管直接通到换热器（54、66）上，这样疏出流体在通过换热器时与带高压给水加热器（20、32）送出的补给水进行热交换，从热交换器（54、66）疏出的液体导入带高压给水加热器（20），根据变化着的负荷情况，以调节系统内加热蒸汽量到最佳调节值的方式来调节从最高温度给水加热器（32）输出的主要补给水流来控制热交换器的换热能力。

2．按权利要求1所述的一种方法，其特征是将输出流体的某一可调部分旁路绕过热交换器（66）来调节输出流体的主流部分。

3，按权利要求1或2所述的一种方法。其特征是通过热交换器到达给水加热器的疏水流体的主流部分可以被调节以控制热交换器的换热能力。

4，一种使用汽—汽再热系统的蒸汽轮机组。这个系统利用加热蒸汽来阻止湿度上升，本系统有带再热器排水管（30）的高压汽水分离再热器（18），一些给水加热器（20、54、32）串联联

接来加热温度不断上升的补给水，每个所述给水加热器对补给水都有一个入口与一个出口，还有热交换器（６６）用来接受从所述再热器（１８）来的流体，在把流体送入给水加热器（３２）之前，先使它与带高压给水加热器（３２）的补给水进行热交换，其特征是所述再热器疏水管（３０）直接通到所述热交换器（６６）并提供了装置（７４、７０）根据不断变化的负荷情况减少加热蒸汽量来控制热交换器的换热能力。

5．根据权利要求4所述的一种汽轮机，其特征是控制所述热交换器换热能力的装置（７０、７４）包括旁路导管（７０），其作用是使所述输出补给水的一部分旁路绕过所述热交换器（６６），还包括所述旁路导管（７０）上的阀门（７４）作用是控制流过所述热交换器（６６）的输出补给水的流量。

6．根据权利要求4或5所述的一种汽轮机，其特征是控制热交换器（６６）换热能力的装置包括阀门（７２），它被用来在所述热交换器（６６）与给水加热器（３２）之间调节从再热器输出的流体的主要流量。

说　　明　　书

改进型再热器管道与疏水冷却器系统

本发明涉及蒸汽轮机，更确切地说，涉及一种在汽—汽再热排水系统中使用疏水冷却器的改进装置与方法。

事实上，工作在微湿或低过热新蒸汽条件下的所有原子能汽轮发电机，都装有汽—汽再热系统以改善热性能及降低对叶片的侵蚀。

近几年，由于燃料价格上升，导致使用更高初始运转压力与温度的蒸汽，并提高再热性能，包括增加汽轮机系统的加热器数量。使用更高的压力与温度又导致其它方面设计上的改进，包括利用过热蒸汽提高回水温度，在加热器中增加疏水冷却装置来进一步冷却冷凝汽。

现有的汽—汽再热疏水装置是将冷凝蒸汽及加热蒸汽的混合体从汽水分离器再热器（以下简称为ＭＳＲ）中的高压再热器中送入最高压给水加热器。在那里，流体与第一级汽轮机组抽汽口来的冷凝了的加热器蒸汽汇合。“加热蒸汽”指的是从主蒸汽管道来的少量干蒸汽通过再热器管束以防止冷凝汽因过度冷却而被收集。管束中标高较低的管子与最外边的“Ｕ”型管子与温度最低的入口蒸汽相遇时更是如此。

冷凝物被收集时，将导致过度冷却与随之而来的温度突变。冷凝物由于压力增高而被挤出管道时容易造成管道损坏。汽—汽再热装置在满负荷时通常向再热器提供全部再热蒸汽的约２％作为加热蒸汽以防止再热器管道中的湿度上升。

从最高压力给水加热器中出来的冷凝蒸汽及其它排出流体逐级顺序地送入更低压力的给水加热器，直到在系统某处，流体成为主补给水流

的一部分。

根据公开的美国专利（专利号4，825，657申请人为Silvestri和Viscovich，已转让给美国西屋电气公司）从MSR高压再热器中排出的流体比从最高压给水加热器出来的补给水热得多〔满负荷时，高出55℃（100°F），负荷为25%时，超过140℃（250°F）〕因此，流体在进行热交换之前必须将压力降低到补给水的压力水平，这样做的结果，导致热效率的损失。

将这一损失减少到最小的方法之一是将高压再热器排出的流体泵入最高压给水加热器的输出口。这个方法的主要缺点是：a）需要额外增加水泵。b）在稳定状态下有效正压水头不足和瞬时扩容难以避免气穴现象。c）对再热器管束的可靠性具有增强作用的加热蒸汽也被排出。

上面引用的发明申请书结合此处推荐的申请说明书提出一种在汽轮发电机系统内改进汽—汽再热系统热效率的设备与技术方法。

利用疏水冷却器接收从高压再热器来的流体并使之与最高压给水加热器的冷凝水进行热交换的方式，不用附加泵，将再热器排出的流体直接注入补给水流。这就避免了因降低再热器排水压力而引起的热效率损失。当系统在低于满负荷运转时，可以大大改善热耗。

本发明致力于提出对各种单级与多级汽水分离器再热器适用的改进新型。现有系统包括了调压集水器。从高压再热器排出的流体被集水器收集，然后导入热交换器（即疏水冷却器），在那里与高压给水加热器来的冷凝水进行热交换。使用了疏水冷却器可以避免由于降低再热器排水压力所造成的热效率损失。

本发明改进与增加疏水冷却器概念的主要目的是：需要将疏水冷

却器的工作原理用于新的改进装置，还需要在避免产生操作与维修问题的前提下进一步改善蒸汽发生系统的热效率。

现在所用的再热器排水系统，在MSR再热器排水输出端与接收流体的给水加热器之间装有减压装置即调压集水器，用来接收冷凝了的加热蒸汽。然而集水器有一个明显的可靠性问题，即从高压MSR向排水管束内产生内扩容，这种扩容造成许多管束损坏，迫使机组以降低设备效率为代价减负荷运行。

再者，在低负荷时减少加热器压力，在许多情况下，随着再热器排水压力的增高，加热蒸汽所占比例亦随负荷减少而增加。而加热蒸汽的增加对使用疏水冷却器的汽轮机系统热耗有一点小影响。参见美国专利（专利号4，825，657）的表Ⅰ与表Ⅱ。

在没有使用其它控制方法的情况下，加热蒸汽量由疏水冷却器的冷却能力来控制。对两种使用疏水冷却器的样机（单级与双级再热装置）进行计算表明，在50%负荷时使疏水冷却器接收2%的加热蒸汽，那么在额定负荷情况下，加热蒸汽在单级装置中将在4．2%范围内（表Ⅰ）在双级装置中的范围为5．4%（表Ⅱ）。负荷降低时，加热蒸汽的比率亦随之减少。负荷降到50%以下时，加热蒸汽维持在2%左右。

从每张表的第3和第4栏可以看出，在额定负荷时，加热蒸汽流量高于2%，热耗有所增加，单级再热装置为252卡／千瓦小时（1．055千焦／千瓦小时）。双级装置为504卡／千瓦小时（2．110千焦／千瓦小时）。

本发明的主要目的是在低负荷时改善热耗，即消除任何降低热效益现象。

为此目的，本发明提出一种在汽轮机热循环系统内改善热耗的方法，即应用带高压汽水分离器再热器的汽—汽再热系统。高压汽水分离器再热器（ＭＳＲ）有再热器排水装置。许多给水加热器顺序联接，在温度逐级增高的情况下加热补给水。每级给水加热器有一个入口，一个出口以进出补给水。还连入一个热交换器与最高压给水加热器排出的补给水进行热交换。系统使用了加热蒸汽，防止湿度上升。其特征是ＭＳＲ排水管直接连接到热交换器上，使得排出的流体在通过交换器时与从最高压给水加热器送来的补给水进行热交换，然后送出热交换器的流体被送入最高压给水加热器；根据负荷情况不同，以将系统内的加热蒸汽量控制在最佳值的方式达到对从最高温给水加热器来的大量补给水进行调节，以控制热交换器的换热能力。

取消了目前使用的庞大复杂的集水器，也就消除了ＭＳＲ排水管束内潜在的内扩容源。

如上述正在审定中的疏水冷却器，美国专利（专利号４，８２５，６５７）已转让给本发明的受让人，由于装有带控制阀的冷凝水旁路导管而使功能得到增强。通过依照负荷情况将加热蒸汽控制在最佳值来调节疏水冷却器的冷却能力也就降低了热耗。

下面以对典型的最佳实施例以附图举例的方式对本发明做一更加明瞭的介绍：

图１是现有单级再热器部分的简图；

图２是利用本发明的装置与方法的单级再热装置简图；

图３是使用本发明的装置的双级再热装置简图。

图中的标号与说明书中的名称及标号一一对应。带箭头的虚线代表蒸汽流，带箭头的实线代表含水汽流。图１是现有典型的单级汽—

汽再热系统。从蒸汽发生器来的蒸气在喷入高压汽轮机组８以前，分出一股汽／水混合物或低过热蒸汽。从高压汽轮机组排出的高压废气１２亦被分流。汽流的主体１４送入蒸汽再热器１８中的汽水分离器１６，剩余的高压废汽１２按虚线２２所示送入给水加热器２０。高压废气１２中的部分蒸气１４被送入汽水分离器１６被充份分离，集水池２４将汽流１４中的大部分水份收集起来经管道２６送入给水加热器２０。分离后的蒸汽１４在蒸汽再热器１８上部通过热交换器时，与管道１０中的汽／水混合物进行热交换从而被再加热。再加热后的蒸汽２８被导入低压汽轮机组ＬＰ。再热器管束中的含水汽流３０含有从管道１０来的汽／水混合物中的大部分液体。它们一般被导入调压集水器３１。现有的某些装置，用小口径管道来控制加热汽流以代替降压装置或集水器３１。蒸汽从集水器３１被送入最高压给水加热器３２，给水加热器３２的加热部分由从高压汽轮机组来的不完全膨胀抽汽３４得到补充。加热器３２排出的液体通过管道３６顺序按级次进入上一级较低压给水加热器５４，加热器５４的排水通过管道５８进入下一个较低压给水加热器２０。通常，低压给水加热器２０的排水经管道３７用小水泵４２经管道３８直接压入给水管道４０。管道４０中的补给水在进入给水加热器５４及最后一级给水加热器３２之前同样用泵４４来提高压力，从而在管道中形成高温高压补给水。

图２是本发明的单级再热器的一种形式。单级再热系统的主要部分与以前所述基本相同。改进之处是取消了调压集水器３１及其控制阀与压力控制电路。装上已经公开的美国专利（专利号 4,825,657）疏水冷却器６６，来收集从再热器排水管束来的蒸汽冷凝混合物３０。

从疏水冷却器６６来的排水经管道６８按级次进入最高压给水加热器３２，冷凝水旁路导管７０将给水加热器３２送到管道４０的补给水绕过疏水冷却器６６跨接到主给水管道４６。旁路导管７０上装有阀７４以调节旁路导管７０中的水流。旁路导管７０与阀７４可以单独控制加热蒸汽，以适应再热器增加加热蒸气的需要。阀７２装在疏水冷却器６６与给水加热器３２之间的管道６８上。通过控制液流压力来控制疏水冷却器的供热能力。使用阀７２还可以取消以前联接在集水器３１上的压力控制装置。

图３除了使用两级再热技术以外，其余与以前所述类似。具体实施例中，在单级装置中仅用来补充给水加热器３２的不完全膨胀抽汽３４被分流成两部分。一部分通过管道４８送入再热器１８，另一部分通过管道５６送入给水加热器３２。送入再热器１８的部份蒸汽３４在输送汽／水混合物的管道１０下方进入再热器１８。再热器第二排水管５２将管道４８中的蒸汽在完成再热任务并大部分冷凝后送入第二级最高压给水加热器５４。加热器５４从高压汽轮机组８的不完全膨胀抽汽５６得到补给。

两级装置的最高压给水加热器３２的冷凝水经管道３６进入第二级最高压给水加热器５４，加热器５４的冷凝水经管道５８送入集水池６０，集水池６０经管道２６收集位于再热器１８中的汽水分离器１６送来的冷凝水，经排水管３８收集从第三级最高压给水加热器来的冷凝水。设置集水池６０有助于避免排水系统中的液流冲击问题。同时也缓和了液压波动所引发的任何问题。集水器６０收集的冷凝水用小水泵５２经管道６４泵入给水管道４０。在双级系统中，泵４４的作用是对管道４０中的补给水进入第二级最高压给水加热器以前进

行加压。

与本发明在单级实施例的情况一样，改进的双级再热装置取消了调压集水器３１，而使用了疏水冷却器６６。它还用装有阀门７４的旁路导管７０将给水加热器３２的补给水绕过冷却器６６跨送到主给水管道４０。

前面提到的美国专利（专利号４，８２５，６５７）论述了采用疏水冷却器６６的优点。再热器排水管３０不必将压力降到给水加热器３２的水平，排水管３０内的扩容问题及由此导致的过冷却问题也不复存在了。排水管３０在高压工况下运行，不仅显著增加了系统的热力学效率，同时也避免了由温度梯度而导致的设备问题以及扩容所产生的气蚀问题。

上述申请书还指出，根据热平衡计算，ＭＳＲ排出的液体３０的温度高于给水加热器３２，故疏水冷却器６６可以安装一个很小的热交换器。

取消调压集水器３１和复杂的调节阀门，压力控制电路不仅简化了汽—汽再热系统，还减少了高压ＭＳＲ排水管束与新式疏水冷却器６６入口之间的排水管内压降。取消了体积庞大的集水器３１，还便于安排系统部件，规划布置排水管道。如上所述，新型疏水冷却器占用空间很小，因此有利于按照最佳方案布置管道。最后，增加旁路导管７０和控制阀７４，可以单独控制ＭＳＲ排水系统的加热蒸汽量，以适应不断变化的运转需要，从而更好地发挥疏水冷却器的热交换效力。

表　I

负荷千瓦	热耗　BTU／瓩小时*（千焦／瓩小时）		
	基本热兆 不定量加热蒸汽	热交换器热耗 2%加热蒸汽	热交换器热耗 不定量加热蒸汽*
939	10121　(10678.413)	10104　(10660.476)	10105　(10661.531)
703	10228　(10791.306)	10190　(10751.213)	10191　(10752.268)
664	10280　(10846.17)	10232　(10795.526)	10233　(10796.581)
469	10926　(11527.748)	10818　(11413.8)	10818　(11413.8)
377	11401　(12028.909)	11322　(11945.558)	11323　(11946.613)
355	11547　(12182.949)	11390　(12017.303)	11391　(12018.358)

*　939兆瓦时，4·2%的加热蒸汽，线性下降到2%，469兆瓦负荷。

*　英制热量单位　1BTU＝252卡。

表 II

负荷兆瓦	热耗 BTU／瓩小时*（千焦／瓩小时）		
	基本热耗 不定量加热蒸汽	热交换器热耗 2%加热蒸汽	热交换器热耗 不定量加热蒸汽*
1260	9650 (10181.472)	9637 (10167.756)	9639 (10169.967)
945	9536 (10061.194)	9503 (10031.652)	9511 (10034.817)
630	10027 (10579.236)	9962 (10510.656)	9962 (10510.656)
320	11275 (11895.969)	11125 (11737.703)	11125 (11737.703)

* 在1260兆瓦时，5·4%的加热蒸汽线性下降到2%，630兆瓦负荷。

* 英制热量单位 1BTU＝252卡。

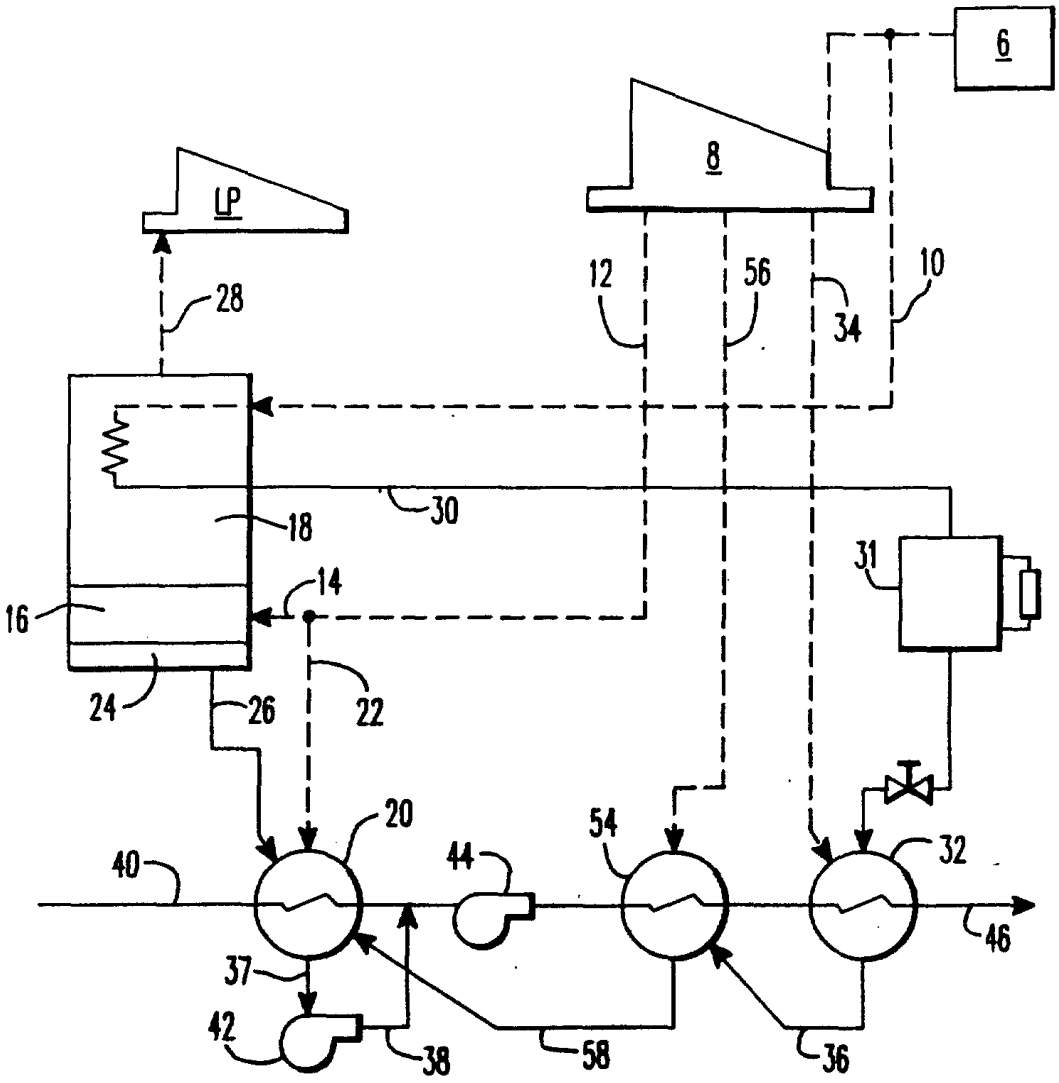

6
8
LP
28
12
56
34
10
30
18
31
16
14
24
26
22
20
54
32
40
44
46
37
42
38
58
36

图1

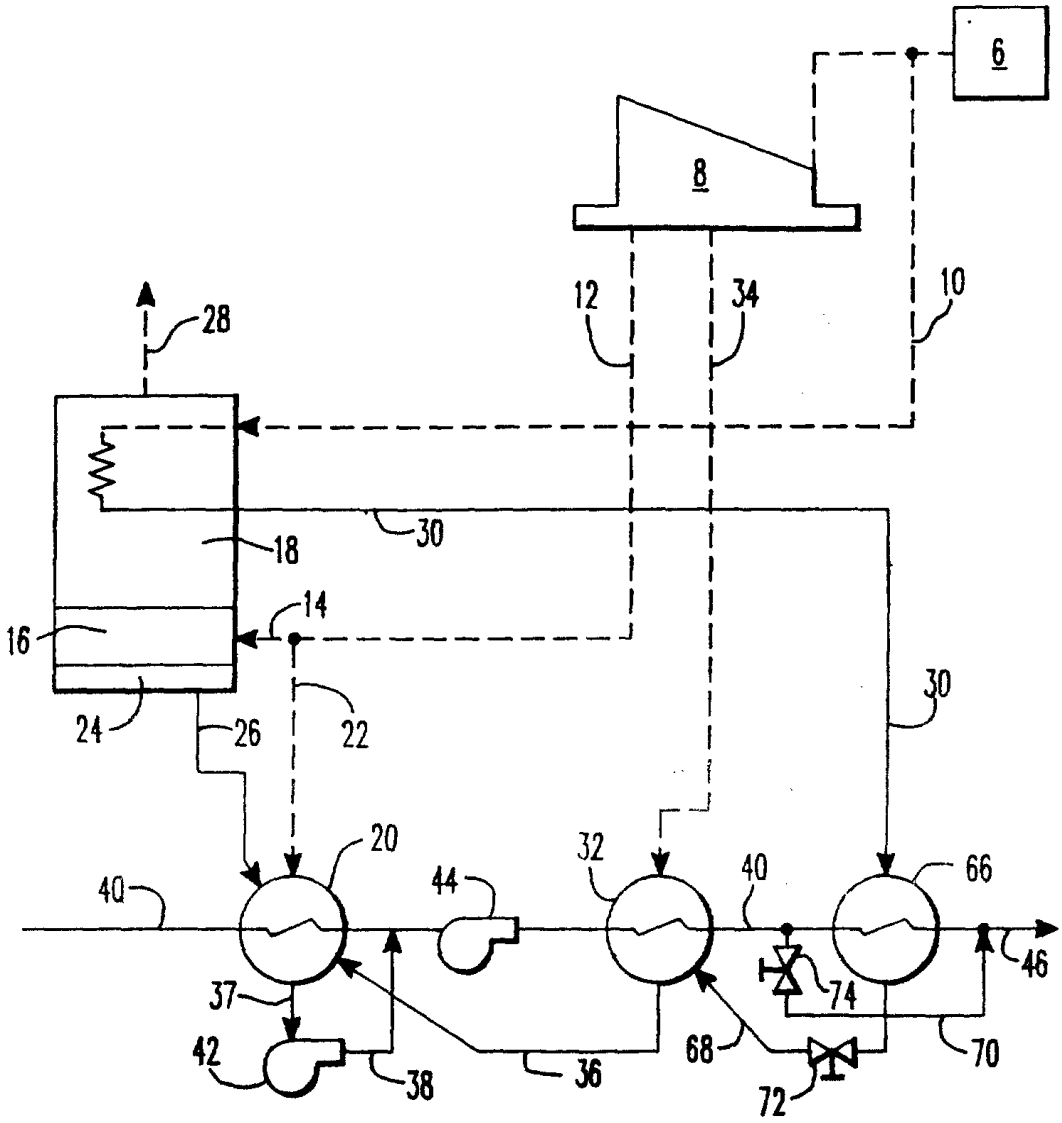

6
8
12
34
10
28
30
18
14
16
24
26
22
30
20
32
40
44
40
66
46
37
74
42
38
36
68
70
72

图2

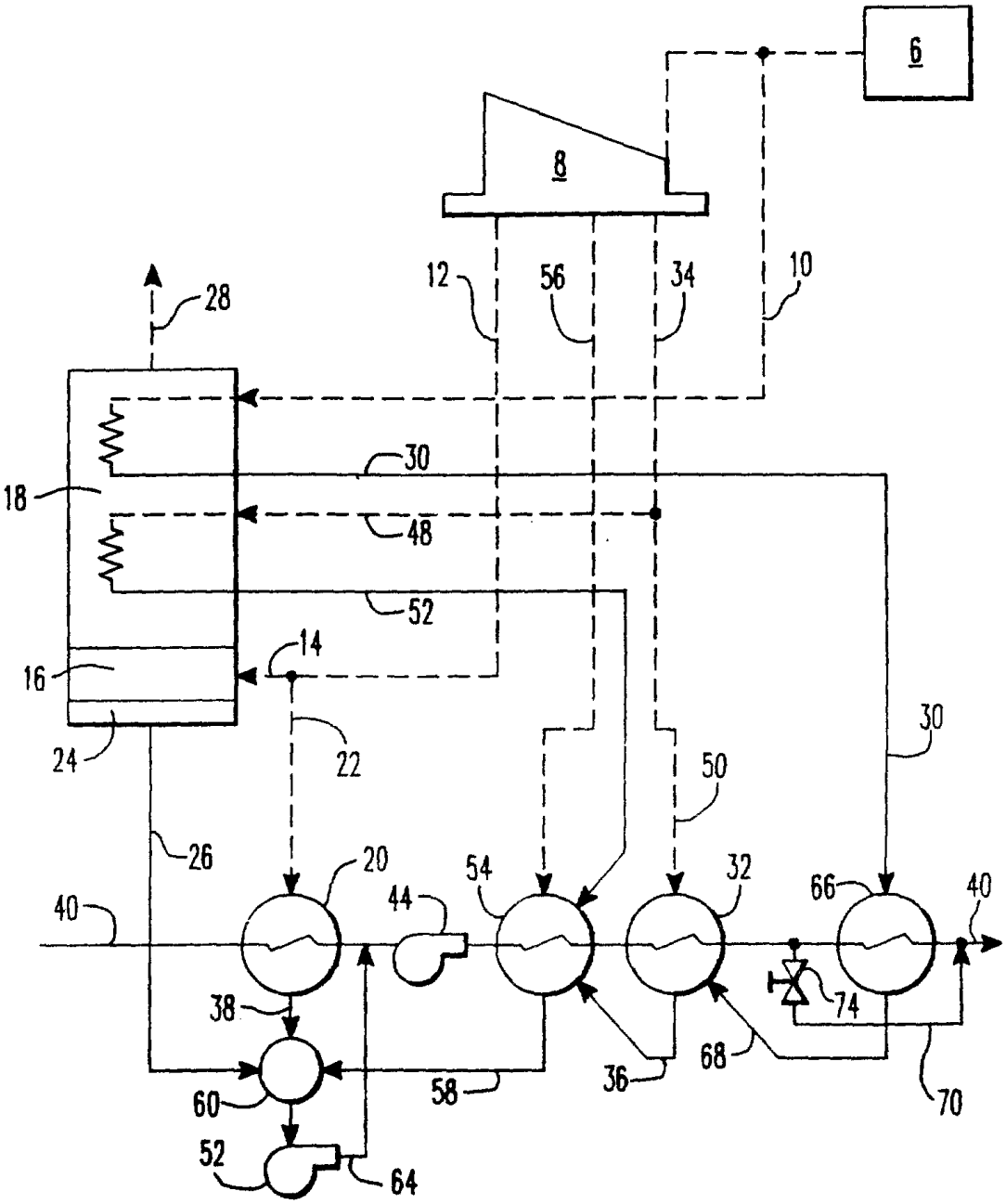

6
8
10
12
14
16
18
20
22
24
26
28
30
32
34
36
38
40
44
48
50
52
54
56
58
60
64
66
68
70
74

图3